

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-174488

(43)Date of publication of application : 26.06.1998

(51)Int. Cl.

H02P 7/63

F04B 49/06

H02P 6/18

// F04B 39/00

**BEST AVAILABLE COPY**

(21)Application number : 08-327297

(71)Applicant : DAIKIN IND LTD

(22)Date of filing : 06.12.1996

(72)Inventor : YAMAI HIROYUKI  
KOSAKA MANABU

## (54) TORQUE CONTROL METHOD FOR COMPRESSOR, AND ITS DEVICE

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To reduce the sound and vibration of a compressor, and sharply suppress the drop of the general efficiency of the compressor by controlling the current or voltage given to a motor by means of an inverter, and driving a compressor for a rotary system of air conditioner by means of this motor.

**SOLUTION:** Three-phase AC power to convert a DC power is supplied to a DC motor 2 from an inverter circuit 1. A microcomputer 8 operates processing of the rotational speed and the speed ripple of a motor and performs ripple control, receiving the input of the positional signal of a rotor 2a that a zero-cross comparator 7 detects and outputs the integrated signal from the differential voltage VNM between the stator winding of the motor 2 and the resistor, and a speed command and a speed change command. The microcomputer calculates the amplitude of compensating voltage, and adds it to the average voltage amplitude and outputs it as an inverter voltage, and further, it supplies a

switch command to the inverter circuit 1 through a base drive circuit 9. Consequently, the control to maximize the efficiency, keeping it on a vibration level without hindrance, without performing the reduction of the speed change more than necessary can be realized.

## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 31.10.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 04.01.2005

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]  
[Patent number]  
[Date of registration]  
[Number of appeal against examiner's decision 2005-01818  
of rejection]  
[Date of requesting appeal against examiner's 03.02.2005  
decision of rejection]  
[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIP are not responsible for any  
damages caused by the use of this translation.**

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

[Claim(s)]

[Claim 1] The current or electrical potential difference given to a motor (2) with an inverter (1) is controlled. The current or electrical potential difference which is the approach of driving a compressor (3) by this motor (2), and is given to a motor (2) The torque control approach of the compressor according to claim 1 controlled to become within the limits of the biggest possible value within limits from which it becomes the range which controls decline in effectiveness below to a predetermined value, and the rotational-speed fluctuation under main shaft 1 rotation of a compressor (3) does not become a sound, and vibration does not become a problem practically.

[Claim 2] The torque control approach of the compressor according to claim 1 which controls the current or electrical potential difference given to a motor (2) so that decline in effectiveness becomes min.

[Claim 3] A compressor (3) is the torque control approach of the compressor according to claim 1 or 2 which is a 1-cylinder compressor (3).

[Claim 4] The current or electrical potential difference given to a motor (2) with an inverter (1) is controlled. The current or electrical potential difference which is equipment which drives a compressor (3) by this motor (2), and is given to a motor (2) Torque control equipment of the compressor characterized by including a torque control means (4) to control to become within the limits of the value biggest [ that decline in effectiveness should be controlled below to a predetermined value ] possible within limits from which the rotational-speed fluctuation under main shaft 1 rotation of a compressor (3) does not become a sound, and vibration does not become a problem practically.

[Claim 5] Proportionality and an integration operator means for a torque control means (4) to consider deflection of a detection rate and a rate command as an input, and to perform proportionality and an integration operator (87), A compensation model operation means to calculate the amount of compensation corresponding to this based on the model which expresses the predetermined harmonic component of compression torque by considering deflection of a detection rate and a rate command as an input (86), Torque control equipment of a compressor including an addition means (88) to add the output from proportionality and an integration operator means (87), and the output from a compensation model operation means (86), and to output an electrical-potential-difference command according to claim 4.

[Claim 6] A torque control means (4) is torque control equipment of the compressor according to claim 5 which includes further a change signal operation means (85) to function in order answer having reached predetermined velocity turbulence, to decrease or hold the amount of compensation by which an operation output is carried out from a compensation model operation means (86) and to maintain at predetermined velocity turbulence.

[Claim 7] Torque control equipment of the compressor according to claim 5 or 6 which has established the

compensation model operation means about two harmonic components of compression torque.

[Claim 8] Torque control equipment of the compressor according to claim 5 or 6 which has established the compensation model operation means about one harmonic component of compression torque.

[Claim 9] A compressor (3) is torque control equipment of a compressor given in any of claim 4 to claim 8 which is a 1-cylinder compressor (3) they are.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] In controlling the current or electrical potential difference given to a motor with an inverter, and driving a compressor by this motor, if it says further a detail about the torque control approach of a compressor, and its equipment, this invention relates to the approach for controlling the generating torque of a motor, and its equipment.

[0002]

[Description of the Prior Art] From the former, the thing of a rotary method is widely adopted as a compressor applied to the air conditioner of an inverter method. The compressor of this rotary method can attain a well head over a large operating range (rotational frequency range) while there are few components mark and they are low cost.

[0003] Moreover, generally as a compressor of a rotary method, the thing of 1-cylinder structure and the thing of 2-cylinder structure are used. Among these, the thing of 2-cylinder structure reduces the compression torque fluctuation which causes the velocity turbulence used as the key factor of vibration with the device of machine structure, and is used for the sound of the exterior unit of an air conditioner, and the purpose which reduces vibration. However, since the compressor of 2-cylinder structure is structure with the rotary compressor of two 1-cylinder structures, a manufacturing cost becomes high and the leakage of compressed gas arises in each incorporated compressor, it has the problem that effectiveness will fall compared with the compressor of 1-cylinder structure.

[0004] On the other hand, the rotation fluctuation caused by torque fluctuation arises, as a result the compressor of 1-cylinder structure has the problem that a sound and vibration will become large. As a method which solves such a problem, as shown in JP,4-36000,B, the method (torque control means) which loses rotation fluctuation of a compressor and loses vibration of a compressor is proposed by controlling the motor which drives a compressor.

[0005] Moreover, as a torque control method which paid its attention to the periodicity of a compressor load, as shown in JP,6-48916,B, the method which performs learning control is proposed.

[0006]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, since a motor is controlled in order to bring the velocity turbulence of a compressor close to zero when the method shown in JP,4-36000,B is adopted, the peak value of a motor current will become large and the effectiveness in the motor section will fall. Depression of effectiveness becomes large by the low-speed area which does not have the velocity turbulence depressor effect by inertial force especially, and as shown in drawing 2020, compressor overall efficiency (effectiveness x motor efficiency of = compressor mechanism section) will fall.

[0007] Since it has gain high about the perimeter wave number component of a compressor load and generates to the motor torque corresponding to the small torque fluctuation more than the 3rd component when the method shown in JP,6-48916,B is adopted, it is remarkably difficult for a motor current to increase and to minimum-ize motor loss.

[0008]

[Objects of the Invention] While this invention is made in view of the above-mentioned trouble and reducing the sound of the compressor of a rotary method, and vibration, it aims at offering the torque control approach of the compressor for air conditioners which can control decline in compressor overall efficiency sharply, and its equipment.

[0009]

[Means for Solving the Problem] The torque control approach of the compressor of claim 1 for air conditioners is the approach of controlling the current or the electrical potential difference which gives with an inverter a motor, and driving the compressor of a rotary method for air conditioners by this motor, and is the approach of controlling to become within the limits of the biggest possible value within limits from which the rotational-speed fluctuation under main shaft 1 rotation of a compressor does not become a sound, and vibration does not become a problem practically that it should control below to a predetermined value about decline in effectiveness in the current or the electrical potential difference which gives a motor.

[0010] The torque control approach of the compressor of claim 2 is the approach of controlling the current or electrical potential difference given to a motor so that decline in effectiveness becomes min. The torque control approach of the compressor of claim 3 is the approach of adopting a 1-cylinder compressor as a compressor. The torque control equipment of the compressor of claim 4 controls the current or electrical potential difference given to a motor with an inverter. It is equipment which drives the compressor for air conditioners of a rotary method by this motor. A torque control means to control the current or electrical potential difference given to a motor to become within the limits of the value biggest [ that decline in effectiveness should be controlled below to a predetermined value ] possible within limits from which the rotational-speed fluctuation under main shaft 1 rotation of a compressor does not become a sound, and vibration does not become a problem practically is included.

[0011] Proportionality and an integration operator means for the torque control equipment of the compressor of claim 5 to consider deflection of a detection rate and a rate command as an input as a torque control means, and to perform proportionality and an integration operator, A compensation model operation means to calculate the amount of compensation corresponding to this based on the model which expresses the predetermined harmonic component of compression torque by considering deflection of a detection rate and a rate command as an input, The thing including an addition means to add the output from proportionality and an integration operator means and the output from a compensation model operation means, and to output an electrical-potential-difference command is adopted.

[0012] The torque control equipment of the compressor of claim 6 answered having reached predetermined velocity turbulence as a torque control means, and decreased or held the amount of compensation by which an operation output is carried out from a compensation model operation means, and what includes further a change signal operation means to function in order to maintain at predetermined velocity turbulence is used for it. The torque control equipment of the compressor of claim 7 establishes a compensation model operation means about two harmonic components of compression torque.

[0013] The torque control equipment of the compressor of claim 8 establishes a compensation model operation means about one harmonic component of compression torque. The 1-cylinder compressor is used for the torque control equipment of the compressor of claim 9 as a compressor.

[0014]

[Function] If it is the torque control approach of the compressor of claim 1, the current or electrical potential difference given to a motor with an inverter will be controlled. In driving a compressor by this motor, the current or electrical potential difference given to a motor The rotational-speed fluctuation under main shaft 1 rotation of a compressor that decline in effectiveness should be controlled below to a predetermined value A sound, Since it controls to become within the limits of the biggest possible value within limits from which vibration does not become a problem practically The peak value of a motor current can become large, it can control un-arranging [ that the effectiveness of a motor will fall ], and, moreover, the sound of a compressor and vibration can be carried out within limits which do not become a problem practically. By these Compressor overall efficiency can be raised over an operating range with a large high speed from a low speed, as a result the energy-saving effectiveness of an air conditioner can be raised sharply.

[0015] Since the current or electrical potential difference given to a motor will be controlled so that decline in effectiveness becomes min if it is the torque control approach of the compressor of claim 2, in addition to an operation of claim 1, effectiveness can be made into max. If it is the torque control approach of the compressor of claim 3, as a compressor for air conditioners Although the rotation fluctuation caused by

torque fluctuation will become large as compared with the case where a 2-cylinder compressor is adopted, as a result a sound and vibration will become large since a 1-cylinder compressor is adopted. By being able to raise effectiveness and adopting the torque control approach of claim 1 or claim 2, the degradation of a motor can be controlled and, moreover, the sound of a 1-cylinder compressor and vibration can be carried out within limits which do not become a problem practically. By these, Compressor overall efficiency can be raised over an operating range with a large high speed from a low speed, as a result the energy-saving effectiveness of an air conditioner can be raised sharply.

[0016] If it is torque control equipment of the compressor of claim 4, the current or electrical potential difference given to a motor with an inverter will be controlled, and it will hit driving the compressor for air conditioners of a rotary method by this motor. With a torque control means, the current or electrical potential difference given to a motor that decline in effectiveness should be controlled below to a predetermined value. And since it controls to become within the limits of the biggest possible value within limits from which the rotational-speed fluctuation under main shaft 1 rotation of a compressor does not become a sound, and vibration does not become a problem practically. The peak value of a motor current can become large, it can control un-arranging [ that the effectiveness of a motor will fall ], and, moreover, the sound of a compressor and vibration can be carried out within limits which do not become a problem practically. By these, Compressor overall efficiency can be raised over an operating range with a large high speed from a low speed, as a result the energy-saving effectiveness of an air conditioner can be raised sharply.

[0017] If it is torque control equipment of the compressor of claim 5, a torque control means Proportionality and an integration operator means to perform proportionality and an integration operator by considering deflection of a detection rate and a rate command as an input, A compensation model operation means to calculate the amount of compensation corresponding to this based on the model which expresses the predetermined harmonic component of compression torque by considering deflection of a detection rate and a rate command as an input, Since an addition means to add the output from proportionality and an integration operator means and the output from a compensation model operation means, and to output an electrical-potential-difference command is included, the same operation as claim 4 can be attained.

[0018] If it is torque control equipment of the compressor of claim 6, since what includes further a change signal operation means to function in order answer having reached predetermined velocity turbulence as a torque control means, to decrease or hold the amount of compensation by which an operation output is carried out from a compensation model operation means and to maintain at predetermined velocity turbulence will be adopted, in addition to an operation of claim 5, it can hold to predetermined velocity turbulence.

[0019] If it is torque control equipment of the compressor of claim 7, since the compensation model operation means was established about two harmonic components of compression torque, compensation precision can be raised, and also the same operation as claim 5 or claim 6 can be attained. If it is torque control equipment of the compressor of claim 8, since the compensation model operation means was established about one harmonic component of compression torque, a compensation model operation means can be simplified, and also the same operation as claim 5 or claim 6 can be attained.

[0020] If it is torque control equipment of the compressor of claim 9, since the 1-cylinder compressor is adopted, it will compare with the case where a 2-cylinder compressor is adopted, as a compressor. Although the rotation fluctuation caused by torque fluctuation will become large, as a result a sound and vibration will become large. By being able to raise effectiveness and adopting the torque control equipment of claim 4 or claim 5, the degradation of a motor can be controlled and, moreover, the sound of a 1-cylinder compressor and vibration can be carried out within limits which do not become a problem practically. By these, Compressor overall efficiency can be raised over an operating range with a large high speed from a low speed, as a result the energy-saving effectiveness of an air conditioner can be raised sharply.

[0021] Furthermore, it explains to a detail. In building the compressor for air conditioners of the rotary method as an example of a compressor into an exterior unit, as shown in drawing 18, since it is supported with elastic bodies (for example, rubber etc.) and refrigerant piping of a configuration which moreover gave the spring effectiveness connects with the heat exchanger, most part of vibration will usually be absorbed by an elastic body and refrigerant piping. And even if it does not carry out asymptotic [ of the velocity turbulence ] to zero so that clearly from drawing 19 which shows the change property over the rotational frequency of the exciting force of the shell plate of the exterior unit at the time of changing the velocity turbulence caused by compression torque fluctuation, it turns out that exciting force of the shell plate of an

exterior unit can be made small enough. .

[0022] This invention is made based on the aforementioned knowledge. Moreover, the biggest possible value can be experientially defined within limits from which a sound and vibration do not become a problem practically corresponding to the installation environment of an exterior unit.

[0023]

[The mode of implementation of invention] Hereafter, the mode of implementation of this invention is explained to a detail with reference to an accompanying drawing. The electrical diagram in which drawing 1 shows one embodiment of the compressor drive control device with which the torque control approach of this invention is applied, drawing showing the control model corresponding to drawing 1 in drawing 2, and drawing 3 are the block diagrams showing the microcomputer of drawing 1 in a detail.

[0024] The inverter circuit 1 which changes DC power supply into three-phase-circuit AC power supply when this compressor drive control device performs switching based on the switch command given from the outside, The brushless DC motor 2 with which the three-phase-circuit AC power supply outputted from an inverter circuit 1 is supplied to the stator windings 2u, 2v, and 2w by which Y connection was carried out, The compressor 3 driven by rotator 2a of a brushless DC motor 2, The resistance 4u, 4v, and 4w by which Y connection was carried out so that it might become stator windings 2u, 2v, and 2w and juxtaposition, The differential amplifier 5 which obtains the difference electrical potential difference VNM of the neutral point electrical potential difference of stator windings 2u, 2v, and 2w, and the neutral point electrical potential difference of Resistance 4u, 4v, and 4w, The integrator 6 which integrates with the obtained difference electrical potential difference VNM, and outputs integral signal integralVNMdt, The zero cross comparator 7 which outputs the position signal which detects the zero cross of integral signal integralVNMdt and shows the rotation location of rotator 2a, Processing required as an input is performed for a rate command, a velocity turbulence command, and a position signal, and it has the microcomputer 8 which supplies a switch command to an inverter circuit 1 through the base drive circuit 9. In addition, the position transducer consists of differential amplifier 5, an integrator 6, and a zero cross comparator 7.

[0025] The control model corresponding to the compressor drive control device of drawing 1 The subtraction section 101 which computes the difference of a rate command and the rotational speed of a brushless DC motor 2 as shown in drawing 2, The PI control section 102 which performs proportional control and integral control by considering the difference outputted from the subtraction section 101 as an input, and outputs a proportional control result and an integral control result, The velocity turbulence average operation part 103 which calculates average magnitude deltaomega of the velocity turbulence of N rotation (N is the natural number) by considering the difference outputted from the subtraction section 101 as an input, Average magnitude deltaomega of the velocity turbulence outputted from the velocity turbulence average operation part 103 is considered as an input. The change section 104 which outputs 0 or 1, and the multiplication section 105 which changes to the rotational speed of a brushless DC motor 2, carries out the multiplication of the output from the section 104, and outputs a multiplication result, The primary adjustable structure component compensation section 106 which performs primary component compensation by considering the multiplication result outputted from the multiplication section 105 as an input, and outputs a compensation value, The adder unit 107 which adds a proportional control result, an integral control result, and a compensation value, and outputs an electrical-potential-difference command, Amplifier 107' which compensates this by considering the electrical-potential-difference command outputted from an adder unit 107 as an input, The subtraction section 108 which computes and outputs a difference with partial Etau- which participates in torque part current generating among the output voltage outputted from amplifier 107', and a motor rate electromotive voltage, The voltage-current transfer function 109 of the motor which outputs a current by considering the difference outputted from the subtraction section 108 as an input (first order lag element decided by resistance of motor winding, and the inductance), The subtraction section 110 which computes and outputs the difference of the current outputted from the voltage-current transfer function 109 of a motor, and current itau- which expresses the torque error component accompanying not controlling directly the current wave form (a phase/amplitude) according to a rotator location equivalent, The current and the torque transfer function 111 of the motor which outputs motor torque by considering the difference outputted from the subtraction section 110 as an input, The subtraction section 112 which subtracts the motor torque and compressor load torque which are outputted from the current and the torque transfer function 111 of a motor, and outputs the compressor output torque, The compressor output torque outputted from the subtraction section 112 is considered as an input, and it has the torque and the rate transfer function 113 of the motor which outputs a rate. In addition, the brushless DC



motor 2 consists of the subtractor section 108, the voltage-current transfer function 109, the subtraction section 110, a current and a torque transfer function 111, the subtraction section 112, and torque and a rate transfer function 113.

[0026] The period-measurement timer 81 which performs a stop, reset, and a restart by the interrupt processing 1 by said microcomputer 8 having received the position signal as shown in drawing 3, The position signal period operation part 82 which calculates the period of a position signal by considering a timer value when the period-measurement timer 81 stops as an input, The rate operation part 83 which performs a rate operation by considering the period of the position signal outputted from the position signal period operation part 82 as an input, and computes and outputs a current rate, The deflection operation part 84 which computes the difference of the rate command given from the outside, and the current rate outputted from the rate operation part 83, and is outputted as velocity turbulence, The change signal operation part 85 which changes as an input the velocity turbulence command given from the velocity turbulence outputted from the deflection operation part 84, and the outside, and computes and outputs a signal, The primary component compensation model operation part 86 which calculates and outputs a primary component compensation model by considering as an input the change signal outputted from the velocity turbulence and the change signal operation part 85 which are outputted from the deflection operation part 84, The PI operation part 87 which performs PI operation by considering velocity turbulence outputted from the deflection operation part 84 as an input, and outputs the result of an operation, The adder 88 which adds the result of an operation outputted from the primary component compensation model and the PI operation part 87 which are outputted from the primary component compensation model operation part 86, and is outputted as an electrical-potential-difference command, The timer value operation part 89 which calculates and outputs a timer value by considering as an input the amount command of phases given from the period and the outside of the position signal outputted from the position signal period operation part 82, The timer value outputted from the timer value operation part 89 is set, and it starts by the interrupt processing 1 by having received the position signal. The phase correction timer 90 which outputs a count exaggerated signal by performing the time check of the set timer value, The timer value outputted from the timer value operation part 89 is set, and it starts by the interrupt processing 2 by the count exaggerated signal outputted from the phase correction timer 90. The energization width-of-face controlling timer 91 which outputs a count exaggerated signal by performing the time check of the set timer value, The inverter mode selection section 92 which reads and outputs an electrical-potential-difference pattern from memory 93 by the interrupt processing 3 by the count exaggerated signal outputted from interrupt processing 2 or the energization width-of-face controlling timer 91 by the count exaggerated signal outputted from the phase correction timer 90, Pulse width modulation is performed by considering as an input the electrical-potential-difference pattern outputted from the electrical-potential-difference command and the inverter mode selection section 92 which are outputted from an adder 88, and it has the PWM section 94 which outputs a switch signal.

[0027] As for said primary component compensation model operation part 86, the gain about except a primary component compensates 0. Therefore, even if it uses velocity turbulence for the input of the primary component compensation model operation part 86, it is satisfactory in any way. That is, a rate command is fixed (direct current) at the time of a stationary, and even if, as for the primary component compensation model operation part 86, a direct current (or signal with which the output signal and frequency of a signal model differ from each other) is inputted, the output serves as zero. If it puts in another way, even if it uses velocity turbulence (= motor rate-rate command) as an input of the primary component compensation model operation part 86, the output of the primary component compensation model operation part 86 will be decided only at a motor rate. Therefore, there will be no effect in controllability ability.

[0028] Drawing 4 to drawing 6 is a flow chart explaining processing of a microcomputer 8. In addition, drawing 5 explains interrupt processing 2 and drawing 6 explains [ drawing 4 ] interrupt processing 3 for interrupt processing 1, respectively. Processing of the flow chart of drawing 4 is performed whenever a position signal is received. In a step SP 1, from the amount command of phases, calculate the value of the phase correction timer 90 and it sets to a step SP 2. Set a phase correction timer value to the phase correction timer 90, and it sets to a step SP 3. Start the phase correction timer 90, make the period-measurement timer 81 stop in a step SP 4, and it sets to a step SP 5. The value of the period-measurement timer 81 is read, the value of the period-measurement timer 81 is reset in a step SP 6, and the period-measurement timer 81 is started for the following period measurement. And in a step SP 7, calculate the period of a position signal and it sets to a step SP 8. From the result of an operation of the period of a position signal, calculate motor rotational speed and it sets to a step SP 9. Based on motor rotational speed and a rate command, calculate

velocity turbulence, and it sets to step SP 10. Perform PI control to velocity turbulence, calculate an average voltage swing command, and it sets to a step SP 11. Calculate the average of the magnitude of velocity turbulence, change it based on the acquired average, output a signal, and it sets to a step SP 12. It changes to velocity turbulence and a compensation voltage swing is calculated based on a signal, in a step SP 13, a compensation voltage swing is added to an average voltage swing, this is outputted as an inverter electrical potential difference, and it returns to the original processing as it is.

[0029] Processing of the flow chart of drawing 5 is performed whenever a count exaggerated signal is outputted from the phase correction timer 90. In a step SP 1, inverter mode is set to eye 1 step \*\* and a step SP 2. Output the electrical-potential-difference pattern corresponding to the advanced inverter mode, and it sets to a step SP 3. The timer value of an energization width-of-face controlling timer is calculated, in a step SP 4, a timer value {the timer value for  $=(\text{energization angle} - 120) \text{ deg}$ } is set to an energization width-of-face controlling timer, an energization width-of-face controlling timer is started in a step SP 5, and it returns from an energization width-of-face command to the original processing as it is. [0030] Processing of the flow chart of drawing 6 is performed whenever a count exaggerated signal is outputted from the energization width-of-face controlling timer 91. In a step SP 1, the electrical-potential-difference pattern corresponding to the inverter mode advanced in eye 1 step \*\* and a step SP 2 in inverter mode is outputted, and it returns to the original processing as it is.

[0031] Drawing 7 is drawing showing the signal wave form of each part of the compressor drive control unit shown in drawing 1 and drawing 3. when driving the compressor 3 with the brushless DC motor 2, as shown in (A) among drawing 7, the difference electrical potential difference VNM is obtained, and as shown in (B) among drawing 7, integral signal integralVNMdt obtains -- having -- drawing 7 -- a position signal is acquired as shown in (C) R> 7 inside.

[0032] It is the origin of the arrow head shown in ({ drawing 7 Naka (D) which the phase correction timer 90 starts as shown in D)) among drawing 7 by the interrupt processing 1 based on this position signal Reference} and a count exaggerated signal is outputted from the phase correction timer 90 -- {-- to every reference}, as shown in (E) among drawing 7, the energization width-of-face controlling timer 91 starts the terminal point of the arrow head shown in (D) among drawing 7 -- {-- the origin of the arrow head shown in (E) among drawing 7 -- reference}.

[0033] The terminal point of the arrow head shown in { drawing 7 Naka (D) to which a count exaggerated signal is outputted from the phase correction timer 90 Every reference} The terminal point of the arrow head shown in { drawing 7 Naka (E) to which a count exaggerated signal is outputted from the energization width-of-face controlling timer 91 and to every reference} As shown in (M) among drawing 7, one step of inverter modes is advanced at a time. As shown in (K) among drawing 7 from (F) among drawing 7, the on-off condition of the switching transistor 12u1 of an inverter circuit 1, 12u2, 12v1, 12v2, 12w1, and 12w2 is changed corresponding to inverter mode. Moreover, based on inverter output voltage as shown in (L) among drawing 7, each switching transistor is chopper-controlled by the PWM control section. In addition, the broken line shown in (L) among drawing 7 is the output (average electrical potential difference) of the PI operation part 87, and the continuous line shown in (L) among drawing 7 is the output (compensation electrical potential difference) of the primary component compensation model operation part 86.

[0034] Subsequently, the control model of drawing 2 is further explained to a detail. The transfer function  $G_m$  of the motor from torque to rotational speed (s) is as being shown in drawing 8, and is given by  $G_m(s) = 1/(J_m s + D_m)$ . In addition, in the moment of inertia of the compressor rotation section in which  $J_m$  contains a motor, coefficient of friction of the compressor rotation section in which  $D_m$  contains a motor, and  $\tau_{aum}$ , motor generating torque and  $\tau_{aL}$  show compressor load torque (compression torque) here, respectively.

[0035] Here, the compression torque wave of the compressor of 1-cylinder structure turns into a repeat wave of one period by angle-of-rotation 1 rotation of the compressor rotation section, as shown in (A) among drawing 9. Moreover, as the harmonic component contained in this compression torque is shown in (B) among drawing 9, a dc component, a primary component, and a secondary component are large, and the high order component beyond it is decreased rapidly. Although the learning-control method shown in JP,6-48916,B as a torque control method which paid its attention to the periodicity of a compressor load is proposed, by this learning-control method, it has gain high about the perimeter wave number component of a load, and generates to the motor torque corresponding to the small torque fluctuation more than the 3rd component. In connection with this, a motor current will increase and it will become remarkably difficult to attain minimum-ization of motor loss.

[0036] Here, the torque control machine which can give gain independently to each frequency component of



the compression torque which is disturbance is considered with the application of an internal model principle. The speed-control configuration of the conventional compressor is shown in drawing 10 . According to the internal model principle, a necessary and sufficient condition {to set a control output (rate in this case) to 0} is that the open-loop transfer function of a control system contains signal model  $B(s)$ . [ which takes the output regulation to a disturbance input ] This signal model  $B(s)$  is constituted so that predetermined disturbance may be acquired as an output to an impulse input.

[0037] As shown in drawing 12 , it is contained in the open-loop transfer function of the conventional control system of drawing 10 signal model  $B(s) = 1/s$  to step disturbance (dc component of compressor load torque). Therefore, it turns out that the control output by the average torque of a compressor load, i.e., a rate, is made to 0. Here, when the primary component contained in a compressor load is considered with reference to drawing 10 and drawing 12 , it turns out that the conditions of the output regulation according [ the conventional control system ] to an internal model principle are not fulfilled. The response of the conventional control system over a dc component and a primary component (a frequency is 20Hz) here The proportional gain  $K_P$  of a PI control machine, The integral gain  $K_I$  is chosen as  $K_P = 1.0$  (A-s/rad) and  $K_I = 0.1$  (A/rad), respectively. Moment-of-inertia  $J_m$  of a motor and coefficient of friction  $D_m$ , respectively  $J_m = 0.001$  (Nm-s<sup>2</sup>/rad), It is  $D_m = 0.0001$  (Nm-s/rad) and a simulation result when generating torque  $\tau_{aum}$  assumes that torque linearization control of  $K_T = 1.0$  (Nm/A) is realized with the power converter for motorised is as being shown in drawing 13 .

[0038] Although the rate based on it converges on 0 and {referring to the (A) in drawing 13 } and its effect are lost about the dc component of load torque so that clearly from the simulation result of drawing 13 , the velocity turbulence by the primary component cannot be controlled {refer to (B) in drawing 13 }. It is the gain for drawing 11 adding the disturbance model to a primary component to an open-loop transfer function, and  $k_1$  making a control system stability, and adjusting the speed of response.

[0039] The result of having simulated the response of the control system of drawing 11 to the dc component of compressor load torque and a primary component to drawing 14 , respectively is shown. clear from the simulation result of drawing 14 -- as -- a response equivalent to the conventional control system of drawing 10 about the dc component of load torque -- being shown -- {refer to the (A) in drawing 14  $R > 4$ }, and the velocity turbulence moreover according to a primary component -- 0 -- converging -- {refer to the (B) in drawing 14 } -- both the effects of disturbance can be eliminated. The same effectiveness can be acquired by adding a model also more than about the secondary disturbance component. According to the control system of drawing 11  $R > 1$ , although the proportional element is performing stability reservation of a control system, and adjustment of the response time, you may realize in the combination of other elements (for example, an integral element, a derivative element).

[0040] However, since the desired value of velocity turbulence is set to 0 with the control system of drawing 11 , the trouble which the method shown in JP,4-36000,B has is not solvable at all. Then, as shown in drawing 2 , it changed to the control system of drawing 11 , and the section 104 was added. If average magnitude (mean velocity fluctuation)  $\Delta\omega$  of the velocity turbulence during compressor N rotation becomes below a predetermined value, while this change section 104 will set an output F to 0 and will set the input of the primary adjustable structure component compensation section 106 to 0 it becomes the transfer function with which an output decreases signal model (transfer function)  $B'(s)$  -- as --  $B'$  -- it changes into  $(s) = \omega / \{(second + \alpha)^2 + \omega^2\}$ . Of course, when mean velocity fluctuation  $\Delta\omega$  is larger than a predetermined value, the change section 104 changes signal model  $B'(s)$  into  $B'(s) = \omega / (s^2 + \omega^2)$  while it sets an output F to 1 and makes the input of the primary adjustable structure component compensation section 106 the rotational speed of a motor. Moreover, the hysteresis characteristic of suitable width of face is given to the change section 104 so that the frequency of a change may not be made [ many ] too much. Moreover, transfer function  $B'(s)$  is changed in an output  $F = 0$ , and the damping property is given for preventing that the amount of compensation of a primary component becomes high, and velocity turbulence becomes small beyond the need seemingly, when it continues outputting the AC signal with which the output of transfer function  $B'(s)$  is decided by the last quantity of state (initial value), for example, compressor load torque becomes small.

[0041] Drawing 15 is drawing showing the simulation result of actuation of the control system of drawing 2 . In addition, among drawing 15 , (A) shows aging of mean velocity fluctuation  $\Delta\omega$ , and (B) shows aging of the magnitude of the output of the primary adjustable structure component compensation section 106 among drawing 15 , respectively. Moreover, the case where b changes the case where a changed and the section 104 is formed, and the section 104 is not formed in (B) among (A) and drawing 15 among drawing

15 is shown, respectively.

[0042] As mentioned above, in order to suppress decline in the motor efficiency by the torque control "The controller with which the compensator corresponding to the periodicity of compressor load torque and each frequency component fitted minimum-ization of the motor current which perceived the internal model principle which can be derived easily and built", "When velocity turbulence reaches below a predetermined value, it is the 1st order (or). By what the input of the compensator more than corresponding to the secondary component is set to 0 in addition to it, the transfer characteristics of a compensator are further changed so that a damping property may be given to each compensator output of the period, and velocity turbulence is maintained for near the predetermined value" "Control which does not reduce velocity turbulence beyond the need (velocity turbulence is set as the predetermined value which is not zero), but maintains at the vibration level which does not have trouble in utilization as an air-conditioner system, and makes effectiveness of an air conditioner the max" of this invention most made into a summary is realizable. When the thing of 1 cylinder mode is especially adopted as a compressor, while being able to raise the effectiveness of the compressor itself, sufficient vibration-deadening effectiveness can be attained. Moreover, of course, the thing of 2 cylinder modes is employable as a compressor.

[0043] Subsequently, the operation approach of transfer function  $B'(s)$  suitable for a microcomputer operation is explained. Here, the interruption time based on a position signal is called a sample point for convenience. Moreover, a control operation is performed for every sample point. First, in order to carry out digital processing, the model of the primary component shown in drawing 12 is discretized by z-transformation, and several 1 is obtained.

[0044]

[Equation 1]

$$B'_1(z) = z \cdot \sin(\omega_1 T) / \{z^2 - 2 \cdot z \cdot \cos(\omega_1 T) + 1\}$$

Here, it is a control period, by the processor of drawing 6, a control operation and an output are performed for every output of a location detector from drawing 3, and  $T$  becomes  $T=2\pi/(12, \omega_1)$ , when it is 4 pole motor (inverter output frequency = twice of a motor rotational frequency). Therefore, several 1 is set to several 2.

[0045]

[Equation 2]

However, since operation precision sufficient in order to lose degradation of controllability ability is needed including a product with a nonintegral term, with a cheap microcomputer which is used for an air conditioner, there is a problem that the operation time will become long and control will become difficult in several 2 molecule.

[0046] Then, several 1 operation is performed for every 2 sample periods, and if simplification of operation expression is attained by setting gain  $K_1$  for response-time adjustment of control to  $K_1/z$  further, the amount  $u_1$  of compensation ( $z$ ) will be set to several 3.

[0047]

[Equation 3]

$$u_1(z) = K_1 \cdot z^{-1} \cdot B'_1(z) \\ = \{0.5 K_1 / (z^2 - z + 1)\} \Delta \omega(z)$$

Moreover, a presumed operation is performed from the operation output in front of 1 sample and 3 samples, and, as for the amount  $u_1$  of compensation between 2 samples which a primary component compensator output does not calculate ( $z$ ), the amount of compensation is made to be outputted by several 4 smoothly (referring to drawing 16 and several 4 were drawn experimentally).

[0048]

[Equation 4]

$$u_1(z) = (1 - 0.5 \cdot z^2) \cdot z \cdot u_1(z)$$

Moreover, operation expression is set to several 5 in  $F=0$ .

[0049]

[Equation 5]

$$u_1(z) = K_1 \cdot z^{-1} \cdot B^{-1}(z) \\ = \{0.5 K_1 / (z^4 - \varepsilon^{-2} z^2 + \varepsilon^{-2})\} \Delta \omega(z)$$

At this time, the constant which determines the earliness of attenuation of the amount of torque compensation becomes nonintegral, and a sum-of-products operation with this is needed. Although it produced un-arranging on an operation to define the earliness of attenuation correctly, in order to have controlled velocity turbulence near the desired value, operation precision was dropped (attenuation time of day cannot be adjusted to a precision), and the problem did not have \*\*, either.

[0050] It will be set to several 6, if it deforms, the above is arranged and the operation expression of a microcomputer describes it. In addition, k shows a sample point.

[0051]

[Equation 6]

$$F=1 \text{ の時 } \begin{cases} u_1(k) = 0.5 \cdot K_1 \cdot \Delta \omega(k) + u_1(k-2) \\ \quad - u_1(k-4) \\ u_1(k) = u_1(k-1) - 0.5 \cdot u_1(k-3) \end{cases}$$

$$F=0 \text{ の時 } \begin{cases} u_1(k) = \varepsilon^2 \cdot u_1(k-2) - \varepsilon^{2*} \cdot u_1(k-4) \\ u_1(k) = u_1(k-1) - 0.5 \cdot u_1(k-3) \end{cases}$$

The observation result of the relation between target velocity turbulence and compressor overall efficiency is shown in drawing 17. In this compressor drive system, if velocity turbulence is set as about four to 6 (rpm) extent, it is compatible in the energy-saving effectiveness and the vibration-deadening effectiveness.

[0052]

[Effect of the Invention] The peak value of a motor current can become large, and invention of claim 1 can control un-arranging [ that the effectiveness of a motor will fall ], moreover, can carry out the sound of a compressor, and vibration within limits which do not become a problem practically, and raises compressor overall efficiency over an operating range with a large high speed by these from a low speed, as a result does so the characteristic effectiveness that the energy-saving effectiveness of an air conditioner can be raised sharply.

[0053] In addition to the effectiveness of claim 1, invention of claim 2 does so the characteristic effectiveness that effectiveness can be made into max. It can control the degradation of a motor, and, moreover, invention of claim 3 can carry out the sound of a 1-cylinder compressor, and vibration within limits which do not become a problem practically, and raises compressor overall efficiency over an operating range with a large high speed by these from a low speed, as a result does so the characteristic effectiveness that the energy-saving effectiveness of an air conditioner can be raised sharply while it raises the effectiveness of a compressor.

[0054] The peak value of a motor current can become large, and invention of claim 4 can control un-arranging [ that the effectiveness of a motor will fall ], moreover, can carry out the sound of a compressor, and vibration within limits which do not become a problem practically, and raises compressor overall efficiency over an operating range with a large high speed by these from a low speed, as a result does so the characteristic effectiveness that the energy-saving effectiveness of an air conditioner can be raised sharply.

[0055] Invention of claim 5 does so the same effectiveness as claim 4. In addition to the effectiveness of claim 5, invention of claim 6 does so the characteristic effectiveness that it can hold to predetermined velocity turbulence. Invention of claim 7 can raise compensation precision, and also does so the same effectiveness as claim 5 or claim 6.

[0056] Invention of claim 8 can simplify a compensation model operation means, and also does so the same effectiveness as claim 5 or claim 6. It can control the degradation of a motor, and, moreover, invention of claim 9 can carry out the sound of a 1-cylinder compressor, and vibration within limits which do not become a problem practically, and raises compressor overall efficiency over an operating range with a large high speed by these from a low speed, as a result does so the characteristic effectiveness that the energy-saving effectiveness of an air conditioner can be raised sharply while it raises the effectiveness of a compressor.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DESCRIPTION OF DRAWINGS**

---

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the electrical diagram showing one embodiment of the compressor drive control unit with which the torque control approach of this invention is applied.

[Drawing 2] It is drawing showing the control model corresponding to drawing 1 .

[Drawing 3] It is the block diagram showing the microcomputer of drawing 1 in a detail.

[Drawing 4] It is a flow chart explaining interrupt processing 1.

[Drawing 5] It is a flow chart explaining interrupt processing 2.

[Drawing 6] It is a flow chart explaining interrupt processing 3.

[Drawing 7] It is drawing showing the signal wave form of each part of the compressor drive control unit shown in drawing 1 and drawing 4 .

[Drawing 8] It is drawing showing the transfer function of the motor from torque to rotational speed.

[Drawing 9] It is drawing showing frequency distribution of the compression torque wave of a 1-cylinder compressor, and compression torque.

[Drawing 10] It is the block diagram showing the conventional control system.

[Drawing 11] It is the block diagram showing the control system which added the primary component compensator to the control system of drawing 10 .

[Drawing 12] It is drawing showing the wave of the dc component of compression torque, a primary component, and a secondary component, and a model.

[Drawing 13] It is drawing showing the rate response to the disturbance of the control system of drawing 10 .

[Drawing 14] It is drawing showing the rate response to the disturbance of the control system of drawing 11 .

[Drawing 15] It is drawing explaining actuation of the control model of drawing 2 .

[Drawing 16] It is drawing showing the timing and the compensation output of the amount operation of compensation.

[Drawing 17] It is drawing showing an example of the relation between velocity turbulence and compressor overall efficiency.

[Drawing 18] It is the schematic diagram showing the condition of having built the compressor for air conditioners into the exterior unit.

[Drawing 19] It is drawing showing change of the exciting force of the exterior unit shell plate to a rotational frequency.

[Drawing 20] It is drawing showing the relation of the rotational-speed fluctuation and compressor overall efficiency at the time of driving a 1-cylinder compressor by the conventional torque control.

[Description of Notations]

1 Inverter Circuit 2 Brushless DC Motor

3 Compressor for Air Conditioners 4 Microcomputer

---

[Translation done.]



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 インバータ（1）によりモータ（2）に与える電流または電圧を制御し、このモータ（2）により圧縮機（3）を駆動する方法であって、モータ（2）に与える電流または電圧を、効率の低下を所定値以下に抑制する範囲になり、かつ圧縮機（3）の主軸1回転中の回転速度変動が音、振動が実用上問題にならない範囲内で可能な限り大きな値の範囲内になるように制御する請求項1に記載の圧縮機のトルク制御方法。

【請求項2】 モータ（2）に与える電流または電圧を、効率の低下が最小になるように制御する請求項1に記載の圧縮機のトルク制御方法。

【請求項3】 圧縮機（3）は、1シリンダ圧縮機（3）である請求項1または請求項2に記載の圧縮機のトルク制御方法。

【請求項4】 インバータ（1）によりモータ（2）に与える電流または電圧を制御し、このモータ（2）により圧縮機（3）を駆動する装置であって、モータ（2）に与える電流または電圧を、効率の低下を所定値以下に抑制すべく、かつ圧縮機（3）の主軸1回転中の回転速度変動が音、振動が実用上問題にならない範囲内で可能な限り大きな値の範囲内になるように制御するトルク制御手段（4）を含むことを特徴とする圧縮機のトルク制御装置。

【請求項5】 トルク制御手段（4）は、検出速度と速度指令との偏差を入力として比例・積分演算を行う比例・積分演算手段（87）と、検出速度と速度指令との偏差を入力として、圧縮トルクの所定の調波成分を表すモデルに基づき、これに対応する補償量を演算する補償モデル演算手段（86）と、比例・積分演算手段（87）からの出力および補償モデル演算手段（86）からの出力を加算して電圧指令を出力する加算手段（88）とを含む請求項4に記載の圧縮機のトルク制御装置。

【請求項6】 トルク制御手段（4）は、所定の速度変動に達したことに応答して、補償モデル演算手段（86）より演算出力される補償量を減衰、もしくは保持し、所定の速度変動に保つべく機能する切り替え信号演算手段（85）をさらに含んでいる請求項5に記載の圧縮機のトルク制御装置。

【請求項7】 圧縮トルクの2つの調波成分について補償モデル演算手段を設けている請求項5または請求項6に記載の圧縮機のトルク制御装置。

【請求項8】 圧縮トルクの1つの調波成分について補償モデル演算手段を設けている請求項5または請求項6に記載の圧縮機のトルク制御装置。

【請求項9】 圧縮機（3）は、1シリンダ圧縮機（3）である請求項4から請求項8の何れかに記載の圧縮機のトルク制御装置。

【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、圧縮機のトルク制御方法およびその装置に関し、さらに詳細に言えば、インバータによりモータに与える電流または電圧を制御し、このモータにより圧縮機を駆動するに当って、モータの発生トルクを制御するための方法およびその装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来から、インバータ方式の空気調和機に適用される圧縮機として、ロータリー方式のものが広く採用されている。このロータリー方式の圧縮機は、部品点数が少なく、低コストであるとともに、広い運転範囲（回転数範囲）にわたって高効率を達成することができる。

【0003】また、ロータリー方式の圧縮機としては、1シリンダ構造のものと2シリンダ構造のものが一般的に用いられている。このうち、2シリンダ構造のものは、振動の主要因となる速度変動を引き起こす圧縮トルク変動を機械構造の工夫で低減し、空気調和機の室外機の音、振動を低減する目的に用いられる。しかし、2シリンダ構造の圧縮機は、2個の1シリンダ構造のロータリー圧縮機を持つ構造であるから、製造コストが高くなり、組み込まれた個々の圧縮機に圧縮ガスの漏れが生ずるため効率が1シリンダ構造の圧縮機に比べ低下してしまうという問題がある。

【0004】一方、1シリンダ構造の圧縮機はトルク変動により引き起こされる回転変動が生じ、ひいては音、振動が大きくなってしまいう問題がある。このような問題を解決する方式として、特公平4-36000号公報に示すように、圧縮機を駆動するモータを制御することにより、圧縮機の回転変動をなくし、圧縮機の振動をなくする方式（トルク制御手段）が提案されている。

【0005】また、圧縮機負荷の周期性に着目したトルク制御方式として、特公平6-48916号公報に示すように、学習制御を行う方式が提案されている。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかし、特公平4-36000号公報に示す方式を採用した場合には、圧縮機は速度変動を零に近づけるべくモータの制御を行うので、モータ電流のピーク値が大きくなり、モータ部での効率が低下してしまう。特に、慣性力による速度変動抑制効果のない低速域で効率の落ち込みが大きくなり、図20に示すように、圧縮機総合効率（＝圧縮機メカ部の効率×モータ効率）が低下してしまうことになる。

【0007】特公平6-48916号公報に示す方式を採用した場合には、圧縮機負荷の全周波数成分について高いゲインを持ち、3次成分以上の小さなトルク変動に対応したモータトルクまで発生するのであるから、モータ電流が増加し、モータ損失を極小化することが著しく困難である。



【0008】

【発明の目的】この発明は上記の問題点に鑑みてなされたものであり、ロータリー方式の圧縮機の音、振動を低減するとともに、圧縮機総合効率の低下を大幅に抑制することができる空気調和機用圧縮機のトルク制御方法およびその装置を提供することを目的としている。

【0009】

【課題を解決するための手段】請求項1の空気調和機用圧縮機のトルク制御方法は、インバータによりモータに与える電流または電圧を制御し、このモータによりロータリー方式の空気調和機用圧縮機を駆動する方法であって、モータに与える電流または電圧を、効率の低下を所定値以下に抑制すべく、かつ圧縮機の主軸1回転中の回転速度変動が音、振動が実用上問題にならない範囲内で可能な限り大きな値の範囲内になるように制御する方法である。

【0010】請求項2の圧縮機のトルク制御方法は、モータに与える電流または電圧を、効率の低下が最小になるように制御する方法である。請求項3の圧縮機のトルク制御方法は、圧縮機として、1シリンダ圧縮機を採用する  
20 方法である。請求項4の圧縮機のトルク制御装置は、インバータによりモータに与える電流または電圧を制御し、このモータによりロータリー方式の空気調和機用圧縮機を駆動する装置であって、モータに与える電流または電圧を、効率の低下を所定値以下に抑制すべく、かつ圧縮機の主軸1回転中の回転速度変動が音、振動が実用上問題にならない範囲内で可能な限り大きな値の範囲内になるように制御するトルク制御手段を含んでい  
る。

【0011】請求項5の圧縮機のトルク制御装置は、トルク制御手段として、検出速度と速度指令との偏差を入力として比例・積分演算を行う比例・積分演算手段と、検出速度と速度指令との偏差を入力として、圧縮トルクの所定の調波成分を表わすモデルに基づき、これに対応する補償量を演算する補償モデル演算手段と、比例・積分演算手段からの出力および補償モデル演算手段からの出力を加算して電圧指令を出力する加算手段とを含むものを採用している。

【0012】請求項6の圧縮機のトルク制御装置は、トルク制御手段として、所定の速度変動に達したことに  
40 応答して、補償モデル演算手段より演算出力される補償量を減衰、もしくは保持し、所定の速度変動に保つべく機能する切り替え信号演算手段をさらに含むものを採用している。請求項7の圧縮機のトルク制御装置は、圧縮トルクの2つの調波成分について補償モデル演算手段を設けたものである。

【0013】請求項8の圧縮機のトルク制御装置は、圧縮トルクの1つの調波成分について補償モデル演算手段を設けたものである。請求項9の圧縮機のトルク制御装置は、圧縮機として、1シリンダ圧縮機を採用してい  
50

る。

【0014】

【作用】請求項1の圧縮機のトルク制御方法であれば、インバータによりモータに与える電流または電圧を制御し、このモータにより圧縮機を駆動するに当たって、モータに与える電流または電圧を、効率の低下を所定値以下に抑制すべく、かつ圧縮機の主軸1回転中の回転速度変動が音、振動が実用上問題にならない範囲内で可能な限り大きな値の範囲内になるように制御するのであるから、モータ電流のピーク値が大きくなり、モータの効率が低下してしまうという不都合を抑制することができ、しかも圧縮機の音、振動を実用上問題にならない範囲内にすることができ、これらにより、圧縮機総合効率を低速から高速の広い運転範囲にわたって高め、ひいては空気調和機の省エネルギー効果を大幅に向上させることができる。

【0015】請求項2の圧縮機のトルク制御方法であれば、モータに与える電流または電圧を、効率の低下が最小になるように制御するのであるから、請求項1の作用に加え、効率を最大にすることができる。請求項3の圧縮機のトルク制御方法であれば、空気調和機用圧縮機として、1シリンダ圧縮機を採用するのであるから、2シリンダ圧縮機を採用する場合と比較して、トルク変動により引き起こされる回転変動が大きくなり、ひいては音、振動が大きくなってしまふことになるが、効率を高めることができ、請求項1または請求項2のトルク制御方法を採用することにより、モータの効率低下を抑制し、しかも1シリンダ圧縮機の音、振動を実用上問題にならない範囲内にすることができ、これらにより、圧縮機総合効率を低速から高速の広い運転範囲にわたって高め、ひいては空気調和機の省エネルギー効果を大幅に向上させることができる。

【0016】請求項4の圧縮機のトルク制御装置であれば、インバータによりモータに与える電流または電圧を制御し、このモータによりロータリー方式の空気調和機用圧縮機を駆動するに当たって、トルク制御手段によって、モータに与える電流または電圧を、効率の低下を所定値以下に抑制すべく、かつ圧縮機の主軸1回転中の回転速度変動が音、振動が実用上問題にならない範囲内で可能な限り大きな値の範囲内になるように制御するのであるから、モータ電流のピーク値が大きくなり、モータの効率が低下してしまうという不都合を抑制することができ、しかも圧縮機の音、振動を実用上問題にならない範囲内にすることができ、これらにより、圧縮機総合効率を低速から高速の広い運転範囲にわたって高め、ひいては空気調和機の省エネルギー効果を大幅に向上させることができる。

【0017】請求項5の圧縮機のトルク制御装置であれば、トルク制御手段は、検出速度と速度指令との偏差を入力として比例・積分演算を行う比例・積分演算手段

と、検出速度と速度指令との偏差を入力として、圧縮トルクの所定の調波成分を表わすモデルに基づき、これに対応する補償量を演算する補償モデル演算手段と、比例・積分演算手段からの出力および補償モデル演算手段からの出力を加算して電圧指令を出力する加算手段とを含んでいるのであるから、請求項4と同様の作用を達成することができる。

【0018】請求項6の圧縮機のトルク制御装置であれば、トルク制御手段として、所定の速度変動に達したことに応答して、補償モデル演算手段より演算出力される補償量を減衰、もしくは保持し、所定の速度変動に保つべく機能する切り替え信号演算手段をさらに含むものを採用しているので、請求項5の作用に加え、所定の速度変動に保持することができる。

【0019】請求項7の圧縮機のトルク制御装置であれば、圧縮トルクの2つの調波成分について補償モデル演算手段を設けたのであるから、補償精度を高めることができるほか、請求項5または請求項6と同様の作用を達成することができる。請求項8の圧縮機のトルク制御装置であれば、圧縮トルクの1つの調波成分について補償モデル演算手段を設けたのであるから、補償モデル演算手段を簡素化できるほか、請求項5または請求項6と同様の作用を達成することができる。

【0020】請求項9の圧縮機のトルク制御装置であれば、圧縮機として、1シリンダ圧縮機を採用しているのであるから、2シリンダ圧縮機を採用する場合と比較して、トルク変動により引き起こされる回転変動が大きくなり、ひいては音、振動が大きくなってしまうことになるが、効率を高めることができ、請求項4または請求項5のトルク制御装置を採用することにより、モータの効率低下を抑制し、しかも1シリンダ圧縮機の音、振動を実用上問題にならない範囲内にすることができ、これらにより、圧縮機総合効率を低速から高速の広い運転範囲にわたって高め、ひいては空気調和機の省エネルギー効果を大幅に向上させることができる。

【0021】さらに詳細に説明する。圧縮機の一例としてのロータリー方式の空気調和機用圧縮機は、室外機に組み込まれるに当たって、通常は、図18に示すように、弾性体（例えば、ゴムなど）により支持され、しかも、バネ効果を持たせた形状の冷媒配管によって熱交換器に接続されているので、振動のかんりの部分が弾性体、冷媒配管によって吸収されることになる。そして、圧縮トルク変動により引き起こされる速度変動を変化させた場合における室外機の外板の加振力の回転数に対する変化特性を示す図19から明らかなように、速度変動を零に漸近させなくても、室外機の外板の加振力を十分に小さくできることが分かる。

【0022】この発明は、前記の知見に基づいてなされたものである。また、音、振動が実用上問題にならない範囲内で可能な限り大きな値は、室外機の設置環境に対

応して、例えば、経験的に定めることができる。

【0023】

【発明の実施の態様】以下、添付図面を参照して、この発明の実施の態様を詳細に説明する。図1はこの発明のトルク制御方法が適用される圧縮機駆動制御装置の一実施態様を示す電気回路図、図2は図1に対応する制御モデルを示す図、図3は図1のマイコンを詳細に示すブロック図である。

【0024】この圧縮機駆動制御装置は、外部から与えられるスイッチ指令に基づくスイッチ動作を行うことにより直流電源を3相交流電源に変換するインバータ回路1と、インバータ回路1から出力される3相交流電源がY結線された固定子巻線2u、2v、2wに供給されるブラシレスDCモータ2と、ブラシレスDCモータ2の回転子2aにより駆動される圧縮機3と、固定子巻線2u、2v、2wと並列になるようにY結線された抵抗4u、4v、4wと、固定子巻線2u、2v、2wの中性点電圧と抵抗4u、4v、4wの中性点電圧との差電圧VNMを得る差動増幅器5と、得られた差電圧VNMを積分して積分信号 $\int VNM dt$ を出力する積分器6と、積分信号 $\int VNM dt$ のゼロクロスを検出して回転子2aの回転位置を示す位置信号を出力するゼロクロスコンパレータ7と、速度指令、速度変動指令および位置信号を入力として必要な処理を行い、ベース駆動回路9を介してスイッチ指令をインバータ回路1に供給するマイコン8とを有している。なお、差動増幅器5、積分器6およびゼロクロスコンパレータ7で位置検出器を構成している。

【0025】図1の圧縮機駆動制御装置に対応する制御モデルは、図2に示すように、速度指令とブラシレスDCモータ2の回転速度との差を算出する減算部101と、減算部101から出力される差を入力として比例制御及び積分制御を行って比例制御結果および積分制御結果を出力するPI制御部102と、減算部101から出力される差を入力としてN回転（Nは自然数）の速度変動の平均の大きさ $\Delta\omega$ を演算する速度変動平均値演算部103と、速度変動平均値演算部103から出力される速度変動の平均の大きさ $\Delta\omega$ を入力として、0または1を出力する切り替え部104と、ブラシレスDCモータ2の回転速度と切り替え部104からの出力とを乗算して乗算結果を出力する乗算部105と、乗算部105から出力される乗算結果を入力として1次成分補償を行って補償値を出力する可変構造1次成分補償部106と、比例制御結果、積分制御結果および補償値を加算して電圧指令を出力する加算部107と、加算部107から出力される電圧指令を入力として、これを補償する増幅器107'と、増幅器107'から出力される出力電圧とモータ速度起電圧のうち、トルク分電流発生に関与する部分 $E_{\tau}$ との差を算出して出力する減算部108と、減算部108から出力される差を入力として、電流を出

力するモータの電圧・電流伝達関数（モータ巻線の抵抗、インダクタンスで決まる1次遅れ要素）109と、モータの電圧・電流伝達関数109から出力される電流と、回転子位置に応じた電流波形（位相／振幅）を直接制御していないことに伴うトルク誤差成分を等価的に表す電流 $i_{\tau}$ との差を算出して出力する減算部110と、減算部110から出力される差を入力としてモータトルクを出力するモータの電流・トルク伝達関数111と、モータの電流・トルク伝達関数111から出力されるモータトルクと圧縮機負荷トルクとを減算して圧縮機軸トルクを出力する減算部112と、減算部112から出力される圧縮機軸トルクを入力とし、速度を出力するモータのトルク・速度伝達関数113とを有している。なお、減算部108、電圧・電流伝達関数109、減算部110、電流・トルク伝達関数111、減算部112およびトルク・速度伝達関数113でブラシレスDCモータ2を構成している。

【0026】前記マイコン8は、図3に示すように、位置信号を受け付けたことによる割込み処理1によってストップ、リセット、再スタートを行う周期測定タイマ81と、周期測定タイマ81がストップしたときのタイマ値を入力として位置信号の周期を演算する位置信号周期演算部82と、位置信号周期演算部82から出力される位置信号の周期を入力として速度演算を行い、現在の速度を算出して出力する速度演算部83と、外部から与えられる速度指令と速度演算部83から出力される現在の速度との差を算出して速度変動として出力する偏差演算部84と、偏差演算部84から出力される速度変動および外部から与えられる速度変動指令を入力として切り替え信号を算出して出力する切り替え信号演算部85と、偏差演算部84から出力される速度変動および切り替え信号演算部85から出力される切り替え信号を入力として1次成分補償モデルを演算して出力する1次成分補償モデル演算部86と、偏差演算部84から出力される速度変動を入力としてPI演算を行い、演算結果を出力するPI演算部87と、1次成分補償モデル演算部86から出力される1次成分補償モデルおよびPI演算部87から出力される演算結果を加算し、電圧指令として出力する加算器88と、位置信号周期演算部82から出力される位置信号の周期および外部から与えられる位相量指令を入力としてタイマ値を演算して出力するタイマ値演算部89と、タイマ値演算部89から出力されるタイマ値がセットされ、位置信号を受け付けたことによる割込み処理1によってスタートされ、セットされたタイマ値の計時が行われることによりカウントオーバー信号を出力する位相補正タイマ90と、タイマ値演算部89から出力されるタイマ値がセットされ、位相補正タイマ90から出力されるカウントオーバー信号による割込み処理2によってスタートされ、セットされたタイマ値の計時が行われることによりカウントオーバー信号を出力する

通電幅制御タイマ91と、位相補正タイマ90から出力されるカウントオーバー信号による割込み処理2または通電幅制御タイマ91から出力されるカウントオーバー信号による割込み処理3によってメモリ93から電圧パターンを読み出して出力するインバータモード選択部92と、加算器88から出力される電圧指令およびインバータモード選択部92から出力される電圧パターンを入力としてパルス幅変調を行い、スイッチ信号を出力するPWM部94とを有している。

10 【0027】前記1次成分補償モデル演算部86は、1次成分以外についてのゲインが0の補償を行うものである。したがって、1次成分補償モデル演算部86の入力に速度変動を用いても何ら問題はない。すなわち、速度指令は定常時には一定（直流）となるのであり、また1次成分補償モデル演算部86は、直流（または信号モデルの出力信号と周波数が異なる信号）が入力されても、その出力は零となる。換言すれば、1次成分補償モデル演算部86の入力として速度変動（＝モータ速度－速度指令）を用いても、1次成分補償モデル演算部86の出力はモータ速度のみで決まる。したがって、制御性能には影響がないことになる。

20 【0028】図4から図6はマイコン8の処理を説明するフローチャートである。なお、図4が割込み処理1を、図5が割込み処理2を、図6が割込み処理3を、それぞれ説明している。図4のフローチャートの処理は、位置信号が受け付けられる毎に行われる。ステップSP1において、位相量指令より位相補正タイマ90の値を演算し、ステップSP2において、位相補正タイマ90に位相補正タイマ値をセットし、ステップSP3において、位相補正タイマ90をスタートさせ、ステップSP4において、周期測定タイマ81をストップさせ、ステップSP5において、周期測定タイマ81の値を読み込み、ステップSP6において、周期測定タイマ81の値をリセットし、次の周期測定のために周期測定タイマ81をスタートさせる。そして、ステップSP7において、位置信号の周期を演算し、ステップSP8において、位置信号の周期の演算結果よりモータ回転速度を演算し、ステップSP9において、モータ回転速度および速度指令に基づいて速度変動を演算し、ステップSP10において、速度変動に対しPI制御を行い、平均電圧振幅指令を演算し、ステップSP11において、速度変動の大きさの平均値を演算し、得られた平均値に基づいて切り替え信号を出力し、ステップSP12において、速度変動と切り替え信号とに基づいて補償電圧振幅を演算し、ステップSP13において、平均電圧振幅に補償電圧振幅を加算し、これをインバータ電圧として出力し、そのまま元の処理に戻る。

40 【0029】図5のフローチャートの処理は、位相補正タイマ90からカウントオーバー信号が出力される毎に行われる。ステップSP1において、インバータモード

を1ステップ進め、ステップSP2において、進められたインバータモードに対応する電圧パターンを出力し、ステップSP3において、通電幅指令より通電幅制御タイマのタイマ値を演算し、ステップSP4において、通電幅制御タイマにタイマ値 $\{=(\text{通電角}-120)\text{deg分のタイマ値}\}$ をセットし、ステップSP5において、通電幅制御タイマをスタートさせ、そのまま元の処理に戻る。

【0030】図6のフローチャートの処理は、通電幅制御タイマ91からカウントオーバー信号が出力される毎に行われる。ステップSP1において、インバータモードを1ステップ進め、ステップSP2において、進められたインバータモードに対応する電圧パターンを出力し、そのまま元の処理に戻る。

【0031】図7は図1および図3に示す圧縮機駆動制御装置の各部の信号波形を示す図である。ブラシレスDCモータ2により圧縮機3を駆動している場合に、図7中(A)に示すように差電圧VNMが得られ、図7中(B)に示すように積分信号 $\int VNM dt$ が得られ、図7中(C)に示すように位置信号が得られる。

【0032】この位置信号に基づく割込み処理1により図7中(D)に示すように位相補正タイマ90がスタートする(図7中(D)に示す矢印の起点を参照)。そして、位相補正タイマ90からカウントオーバー信号が出力される(図7中(D)に示す矢印の終点を参照)毎に、図7中(E)に示すように通電幅制御タイマ91がスタートする(図7中(E)に示す矢印の起点を参照)。

【0033】位相補正タイマ90からカウントオーバー信号が出力される(図7中(D)に示す矢印の終点を参照)毎、および通電幅制御タイマ91からカウントオーバー信号が出力される(図7中(E)に示す矢印の終点を参照)毎に、図7中(M)に示すようにインバータモードが1ステップずつ進められ、図7中(F)から図7中(K)に示すようにインバータ回路1のスイッチングトランジスタ12u1, 12u2, 12v1, 12v2, 12w1, 12w2のオン・オフ状態がインバータモードに対応して切り替えられる。また、図7中(L)に示すようなインバータ出力電圧に基づいて各スイッチングトランジスタは、PWM制御部でチョッパ制御されている。なお、図7中(L)に示されている破線がPI演算部87の出力(平均電圧)であり、図7中(L)に示されている実線が1次成分補償モデル演算部86の出力(補償電圧)である。

【0034】次いで、図2の制御モデルをさらに詳細に説明する。トルクから回転速度に至るモータの伝達関数 $G_m(s)$ は図8に示すとおりであり、 $G_m(s)=1/(J_m \cdot s + D_m)$ で与えられる。なお、ここで、 $J_m$ はモータを含む圧縮機回転部の慣性モーメント、 $D_m$ はモータを含む圧縮機回転部の摩擦係数、 $\tau_m$ はモータ

発生トルク、 $\tau_L$ は圧縮機負荷トルク(圧縮トルク)を、それぞれ示している。

【0035】ここで、1シリンダ構造の圧縮機の圧縮トルク波形は、図9中(A)に示すように、圧縮機回転部の回転角1回転で1周期の繰り返し波形になる。また、この圧縮トルクに含まれる調波成分は、図9中(B)に示すように、直流成分、1次成分、2次成分が大きく、それ以上の高次成分は急激に減衰する。圧縮機負荷の周期性に着目したトルク制御方式として特公平6-48916号公報に示す学習制御方式が提案されているが、この学習制御方式では負荷の全周波数成分について高いゲインを持ち、3次成分以上の小さなトルク変動に対応したモータトルクまで発生する。これに伴い、モータ電流が増加し、モータ損失の極小化を達成することが著しく困難になってしまう。

【0036】ここで、外乱である圧縮トルクの各周波数成分に対しゲインを独立に持たせることができるトルク制御器について、内部モデル原理を適用して考えてみる。図10中に従来の圧縮機速度制御構成を示す。内部モデル原理によれば、外乱入力に対する出力レギュレーションをとる(制御出力(この場合、速度)が0となる)ための必要十分条件は制御系の一巡伝達関数が信号モデル $B(s)$ を含むことである。この信号モデル $B(s)$ はインパルス入力に対し所定の外乱が出力として得られるように構成される。

【0037】図12に示すように、ステップ外乱(圧縮機負荷トルクの直流成分)に対する信号モデル $B(s)=1/s$ は図10の従来の制御系の一巡伝達関数に含まれている。したがって、圧縮機負荷の平均トルクによる制御出力、すなわち速度は0にできることが分かる。ここで、圧縮機負荷に含まれる1次成分について図10、図12を参照して考えてみると、従来の制御系は内部モデル原理による出力レギュレーションの条件が満たされていないことが分かる。ここで、直流成分、1次成分(周波数が20Hz)に対する従来の制御系の応答をPI制御器の比例ゲイン $K_P$ 、積分ゲイン $K_I$ をそれぞれ $K_P=1.0(A \cdot s/rad)$ 、 $K_I=0.1(A/rad)$ に選び、モータの慣性モーメント $J_m$ 、摩擦係数 $D_m$ がそれぞれ $J_m=0.001(Nm \cdot s^2/rad)$ 、 $D_m=0.0001(Nm \cdot s/rad)$ であり、モータ駆動用電力変換器により発生トルク $\tau_m$ は $K_T=1.0(Nm/A)$ のトルク線形化制御が実現されていると仮定した場合のシミュレーション結果は図13に示すとおりである。

【0038】図13のシミュレーション結果から明らかなように、負荷トルクの直流成分については、それに基づく速度が0に収斂し(図13中(A)参照)、その影響がなくなるが、1次成分による速度変動は抑制できない(図13中(B)参照)。図11は1次成分に対する外乱モデルを一巡伝達関数に追加したものであり、 $k_1$

は制御系を安定にし、その応答速度を調整するためのゲインである。

【0039】図14に圧縮機負荷トルクの直流成分、1次成分に対する図11の制御系の応答をそれぞれシミュレートした結果を示している。図14のシミュレーション結果から明らかなように、負荷トルクの直流成分については図10の従来の制御系と同等の応答を示し（図14中（A）参照）、しかも、1次成分による速度変動が0に収束し（図14中（B）参照）、共に外乱の影響を排除できている。2次以上の外乱成分についてもモデルを追加することで同様の効果を得ることができる。図11の制御系では、制御系の安定性確保や応答時間の調整を比例要素により行っているが、その他の要素（例えば、積分要素、微分要素）の組み合わせで実現してもよい。

【0040】しかし、図11の制御系のままでは速度変動の目標値が0となるので、特公平4-36000号公報に示す方式が有している問題点を何ら解決できていない。そこで、図2に示すように、図11の制御系に対して切り替え部104を追加した。この切り替え部104は、圧縮機N回転間の速度変動の平均の大きさ（平均速度変動） $\Delta\omega$ が所定値以下になると出力Fを0にし、可変構造1次成分補償部106の入力を0にするとともに、信号モデル（伝達関数） $B'(s)$ を、出力が減衰する伝達関数になるように、 $B'(s) = \omega l / \{(s + \alpha)^2 + \omega l^2\}$ に変更する。もちろん、平均速度変動 $\Delta\omega$ が所定値よりも大きい場合には、切り替え部104は出力Fを1にし、可変構造1次成分補償部106の入力をモータの回転速度にするとともに、信号モデル $B'(s)$ を $B'(s) = \omega l / (s^2 + \omega l^2)$ に変更する。また、切り替え部104には、切り替えの頻度を過度に多くしないように適当な幅のヒステリシス特性を持たせている。また、出力F=0において伝達関数 $B'(s)$ を変更に減衰特性を持たせているのは、伝達関数 $B'(s)$ の出力が直前の状態量（初期値）で決まる交流信号を出力し続け、例えば、圧縮機負荷トルクが小さくなった場合には見かけ上1次成分の補償量が高くな

$$B'1(z) = z \cdot \sin(\omega l T) / \{z^2 - 2 \cdot z \cdot \cos(\omega l T) + 1\}$$

ここで、Tは制御周期であり、図3から図6の処理系では位置検出回路の出力毎に制御演算、出力が行われ、4極モータ（インバータ出力周波数=モータ回転周波数の2倍）の場合には、 $T = 2\pi / (12 \cdot \omega l)$ となる。したがって、数1は数2となる。

【0045】

【数2】

$$B'1(z) = 0.5 \cdot z / (z^2 - 3^{1/2} z + 1)$$

しかし、数2の分子には、非整数項との積を含み、制御性能の劣化をなくすためには十分な演算精度を必要とするため、空気調和機に使われるような安価なマイコンでは演算時間が長くなり、制御が困難になってしまうとい

まり、速度変動が必要以上に小さくなってしまふことを防止するためである。

【0041】図15は図2の制御系の動作のシミュレーション結果を示す図である。なお、図15中（A）が平均速度変動 $\Delta\omega$ の経時変化を、図15中（B）が可変構造1次成分補償部106の出力の大きさの経時変化を、それぞれ示している。また、図15中（A）、図15中（B）において、aが切り替え部104を設けた場合を、bが切り替え部104を設けない場合を、それぞれ示している。

【0042】以上のように、トルク制御によるモータ効率の低下を抑えるために、「圧縮機負荷トルクの周期性と個々の周波数成分に対応した補償器が簡単に導出できる内部モデル原理に着眼し、構築したモータ電流の極小化に適した制御器」と、「速度変動が所定値以下に達した時に1次（もしくは、それに加えて2次以上の）成分に対応する補償器の入力を0とし、さらに、その期間の各補償器出力に減衰特性を持たせるように補償器の伝達特性を変更し、速度変動を所定値近傍に保つ」ことにより、この発明の最も要旨とする「必要以上の速度変動の低減を行わず（速度変動を零でない所定値に設定）、空気調和機システムとして実用化に支障がない振動レベルに保ち、空気調和機の効率を最大にする制御」を実現することができる。特に、圧縮機として1シリンダ方式のものを採用した場合には、圧縮機自体の効率を向上させることができるとともに、十分な制振効果を達成することができる。また、圧縮機として2シリンダ方式のものを採用できることはもちろんである。

【0043】次いで、マイコン演算に適した伝達関数 $B'(s)$ の演算方法を説明する。ここで、便宜上、位置信号に基づく割込み時点をサンプル点と称する。また、制御演算はサンプル点毎に行われる。先ず、デジタル処理するために、図12に示す1次成分のモデルをz変換により離散化し、数1を得る。

【0044】

【数1】

う問題がある。

【0046】そこで、2サンプル周期毎に数1の演算を行い、さらに制御の応答時間調整のためのゲインK1を $K1/z$ とすることで演算式の簡単化を図れば、補償量 $u1(z)$ は数3となる。

【0047】

【数3】

$$u1(z) = K1 \cdot z^{-1} \cdot B'1(z)$$

$$= \{0.5K1 / (z^2 - z + 1)\} \Delta\omega(z)$$

また、1次成分補償器出力が演算されない2サンプル間の補償量 $u1(z)$ は、数4により1サンプル前、3サ

ンブル前の演算出力結果より推定演算を行い、補償量が滑らかに出力されるようにしている(図16参照、また、数4は経験的に導いた)。

【0048】

【数4】

$$u1(z) = (1 - 0.5 \cdot z^{-1}) \cdot z \cdot u1(z)$$

また、 $F = 0$ において演算式は数5となる。

【0049】

【数5】

$$u1(z) = K1 \cdot z^{-1} \cdot B'1(z) \\ = \{0.5K1 / (z^4 - \epsilon^{-1} \cdot z^2 + \epsilon^{-1})\} \Delta\omega(z)$$

10

\*

$$\begin{aligned} & \text{F=1の時} \begin{cases} u1(k) = 0.5 \cdot K1 \cdot \Delta\omega(k) + u1(k-2) \\ \quad - u1(k-4) \\ u1(k) = u1(k-1) - 0.5 \cdot u1(k-3) \end{cases} \\ & \text{F=0の時} \begin{cases} u1(k) = \epsilon^{-1} \cdot u1(k-2) - \epsilon^{-1} \cdot u1(k-4) \\ u1(k) = u1(k-1) - 0.5 \cdot u1(k-3) \end{cases} \end{aligned}$$

図17に目標速度変動と圧縮機総合効率との関係の実測結果を示す。この圧縮機駆動システムでは、速度変動を約4~6 (rpm)程度に設定すれば、省エネルギー効果と制振効果とを両立することができる。

【0052】

【発明の効果】請求項1の発明は、モータ電流のピーク値が大きくなり、モータの効率が低下してしまうという不都合を抑制することができ、しかも圧縮機の音、振動を実用上問題にならない範囲内にすることができ、これらにより、圧縮機総合効率を低速から高速の広い運転範囲にわたって高め、ひいては空気調和機の省エネルギー効果を大幅に向上させることができるという特有の効果を奏する。

【0053】請求項2の発明は、請求項1の効果に加え、効率を最大にすることができるという特有の効果を奏する。請求項3の発明は、圧縮機の効率を高めるとともに、モータの効率低下を抑制し、しかも1シリンダ圧縮機の音、振動を実用上問題にならない範囲内にすることができ、これらにより、圧縮機総合効率を低速から高速の広い運転範囲にわたって高め、ひいては空気調和機の省エネルギー効果を大幅に向上させることができるという特有の効果を奏する。

【0054】請求項4の発明は、モータ電流のピーク値が大きくなり、モータの効率が低下してしまうという不都合を抑制することができ、しかも圧縮機の音、振動を実用上問題にならない範囲内にすることができ、これらにより、圧縮機総合効率を低速から高速の広い運転範囲にわたって高め、ひいては空気調和機の省エネルギー効

果を大幅に向上させることができるという特有の効果を奏する。

【0050】以上を変形、整理し、マイコンの演算式にて記述すると数6となる。なお、 $k$ はサンプル点を示す。

【0051】

【数6】

果を大幅に向上させることができるという特有の効果を奏する。

【0055】請求項5の発明は、請求項4と同様の効果を奏する。請求項6の発明は、請求項5の効果に加え、所定の速度変動に保持することができるという特有の効果を奏する。請求項7の発明は、補償精度を高めることができるほか、請求項5または請求項6と同様の効果を奏する。

【0056】請求項8の発明は、補償モデル演算手段を簡素化できるほか、請求項5または請求項6と同様の効果を奏する。請求項9の発明は、圧縮機の効率を高めるとともに、モータの効率低下を抑制し、しかも1シリンダ圧縮機の音、振動を実用上問題にならない範囲内にすることができ、これらにより、圧縮機総合効率を低速から高速の広い運転範囲にわたって高め、ひいては空気調和機の省エネルギー効果を大幅に向上させることができるという特有の効果を奏する。

40 【図面の簡単な説明】

【図1】この発明のトルク制御方法が適用される圧縮機駆動制御装置の一実施態様を示す電気回路図である。

【図2】図1に対応する制御モデルを示す図である。

【図3】図1のマイコンを詳細に示すブロック図である。

【図4】割込み処理1を説明するフローチャートである。

【図5】割込み処理2を説明するフローチャートである。

50 【図6】割込み処理3を説明するフローチャートであ



る。

【図7】図1および図4に示す圧縮機駆動制御装置の各部の信号波形を示す図である。

【図8】トルクから回転速度に至るモータの伝達関数を示す図である。

【図9】1シリンダ圧縮機の圧縮トルク波形および圧縮トルクの周波数分布を示す図である。

【図10】従来の制御系を示すブロック図である。

【図11】図10の制御系に対して1次成分補償器を付加した制御系を示すブロック図である。

【図12】圧縮トルクの直流成分、1次成分、2次成分の波形およびモデルを示す図である。

【図13】図10の制御系の外乱に対する速度応答を示す図である。

【図14】図11の制御系の外乱に対する速度応答を示す図である。

\*【図15】図2の制御モデルの動作を説明する図である。

【図16】補償量演算のタイミングと補償出力とを示す図である。

【図17】速度変動と圧縮機総合効率との関係の一例を示す図である。

【図18】空気調和機用圧縮機を室外機に組み込んだ状態を示す概略図である。

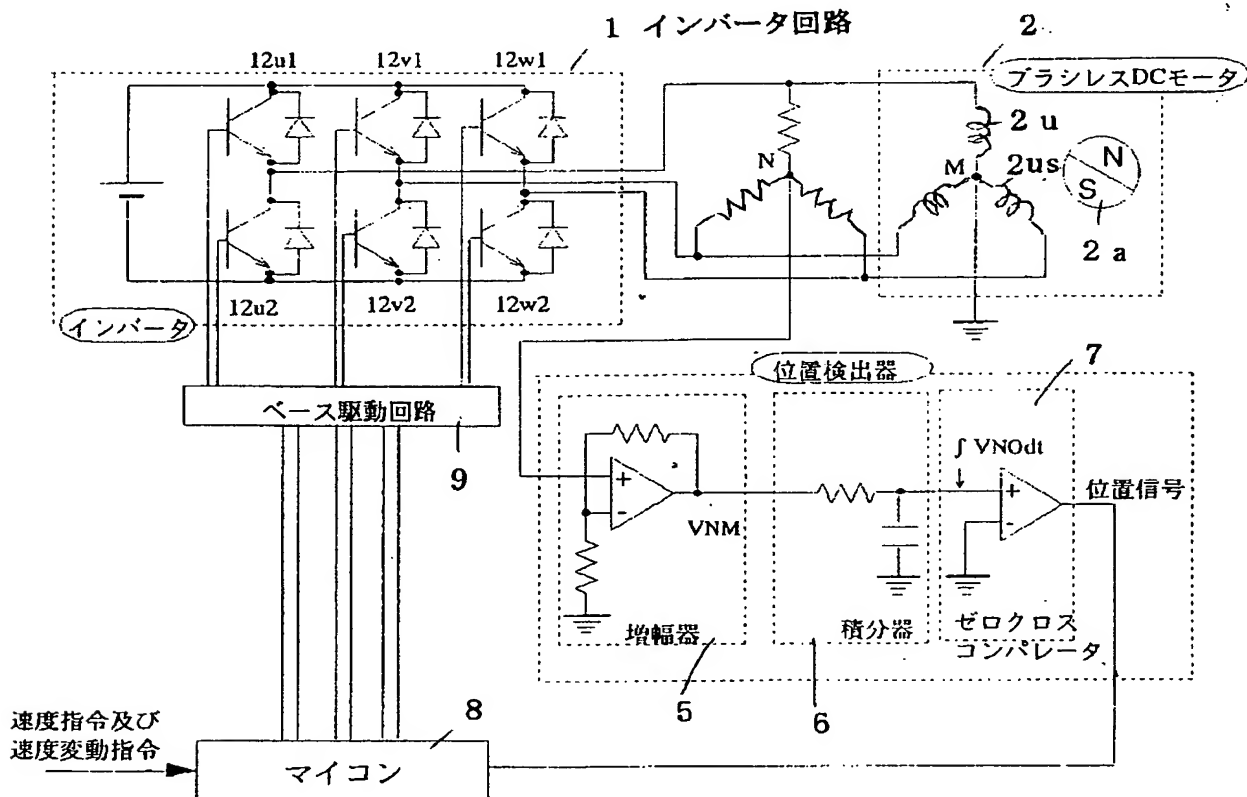
【図19】回転数に対する室外機外板の加振力の変化を示す図である。

【図20】従来のトルク制御によって1シリンダ圧縮機を駆動した場合における回転速度変動と圧縮機総合効率との関係を示す図である。

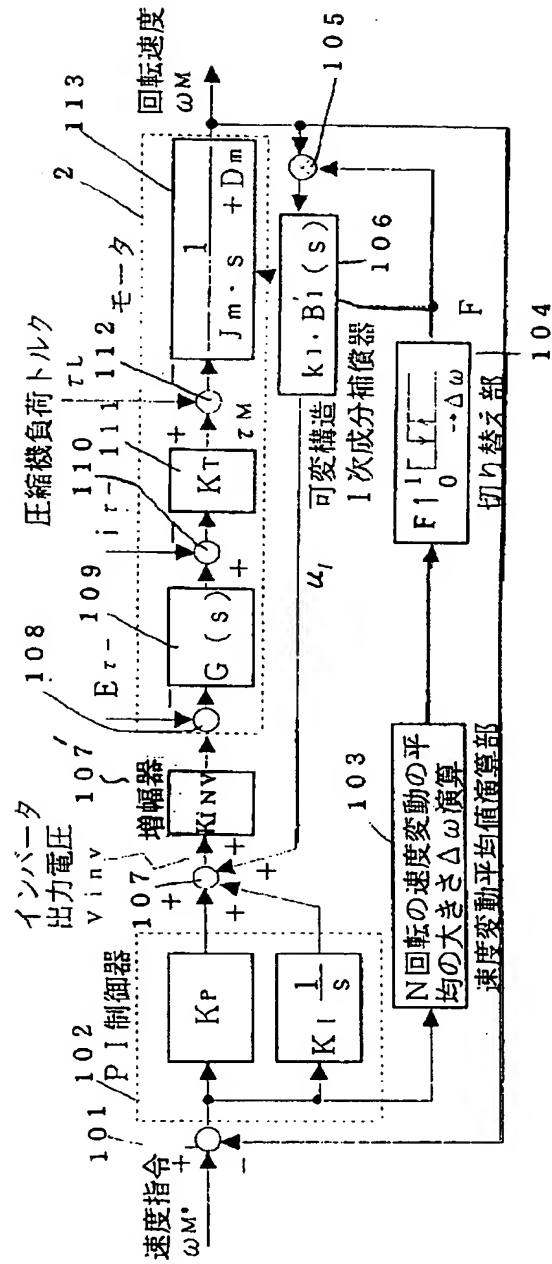
【符号の説明】

- |             |              |
|-------------|--------------|
| 1 インバータ回路   | 2 ブラシレスDCモータ |
| 3 空気調和機用圧縮機 | 4 マイコン       |

【図1】

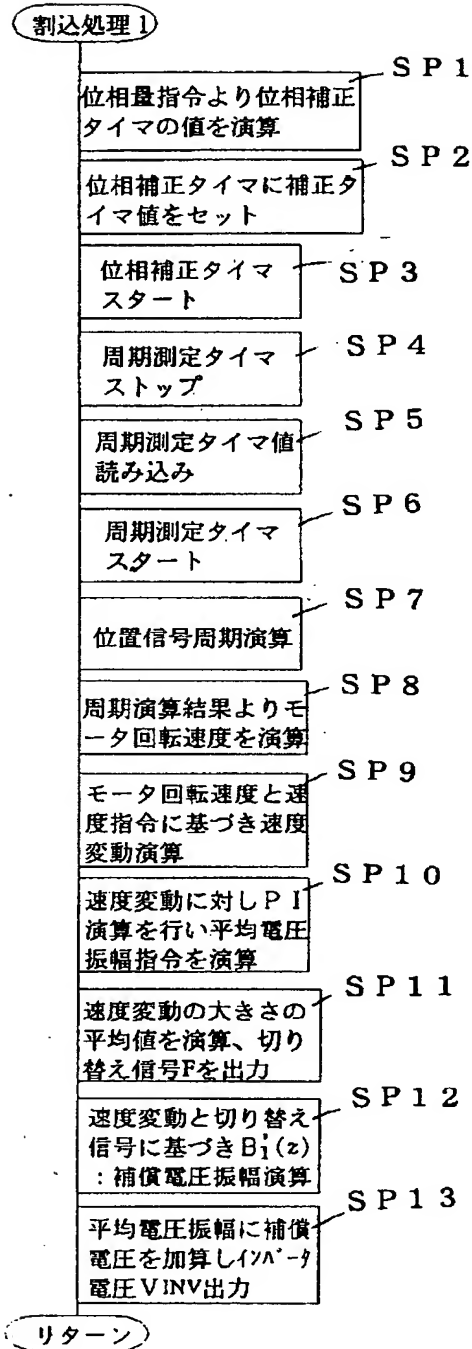


【図2】

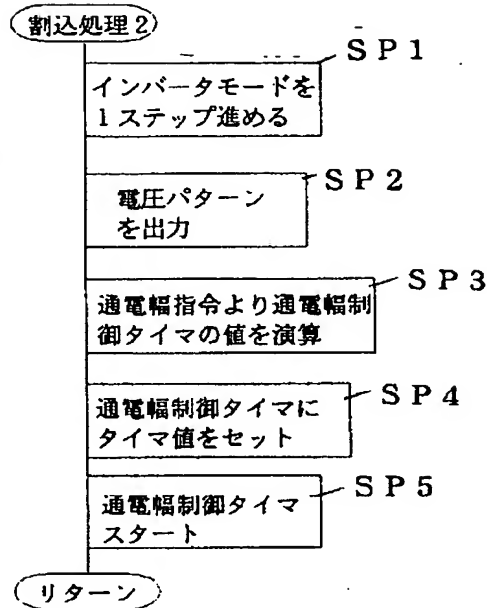




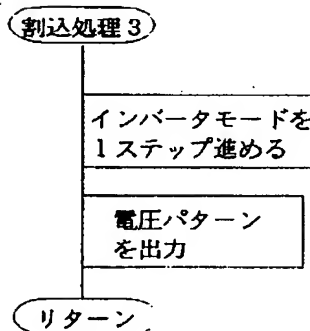
【図4】



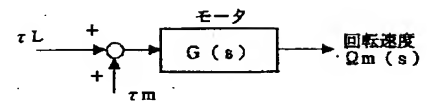
【図5】



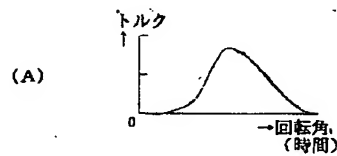
【図6】



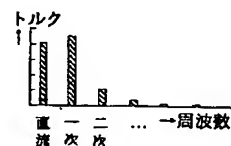
【図8】



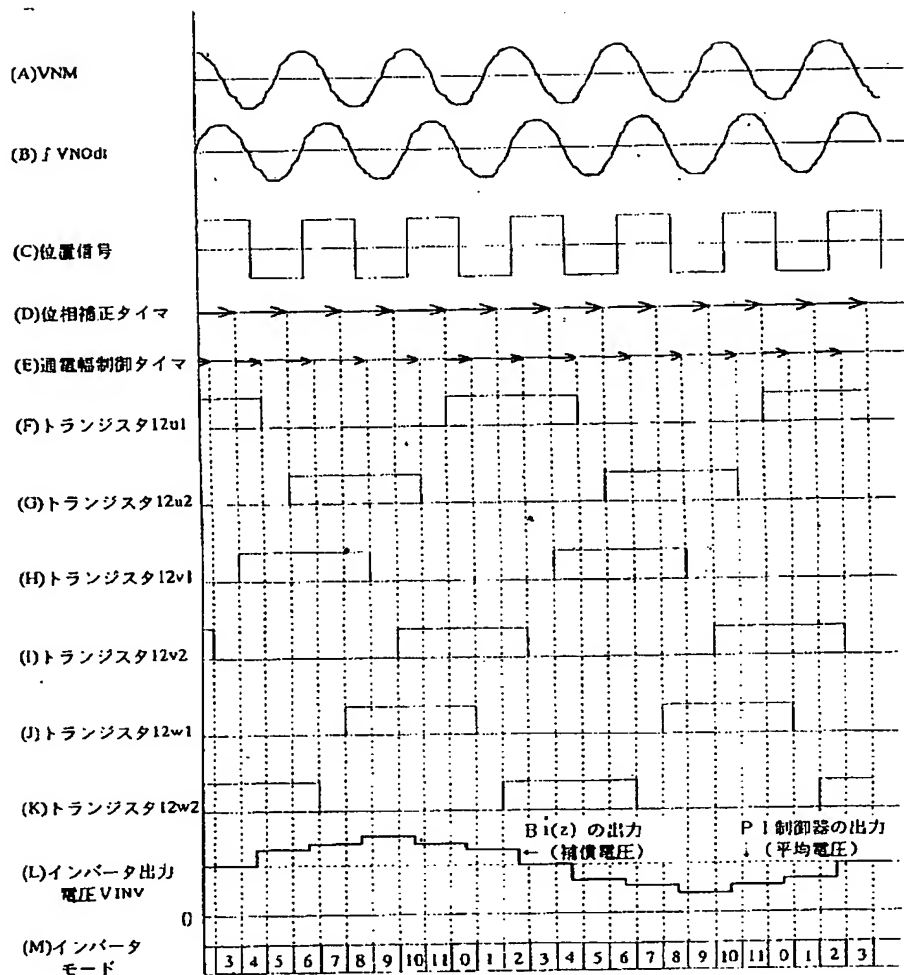
【図9】



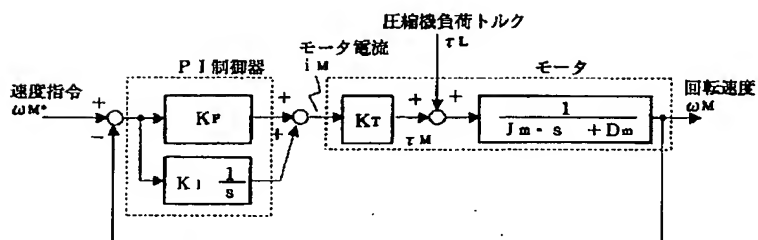
(B)



【図7】



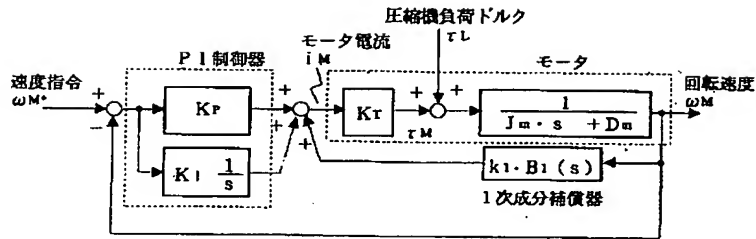
【図10】



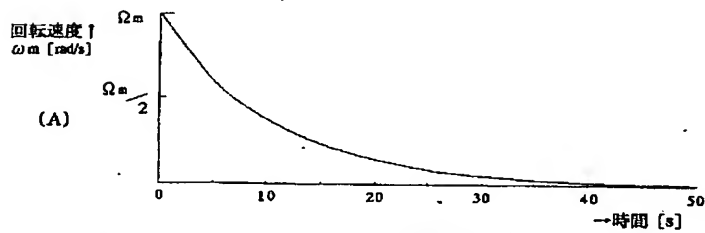
【図12】

圧縮トルクの各調波波形		モデル $B_n(s)$
直流成分		$B_0 = \frac{1}{s}$
1次成分		$B_1 = \frac{\omega_1}{s^2 + \omega_1^2}$
2次成分		$B_2 = \frac{\omega_2}{s^2 + \omega_2^2}$

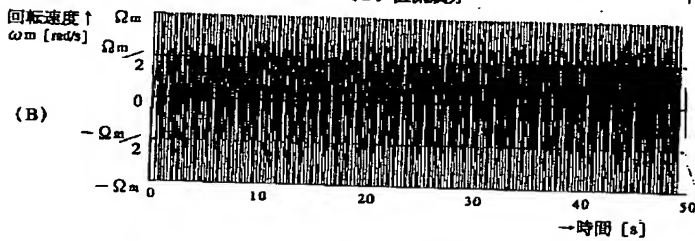
【図11】



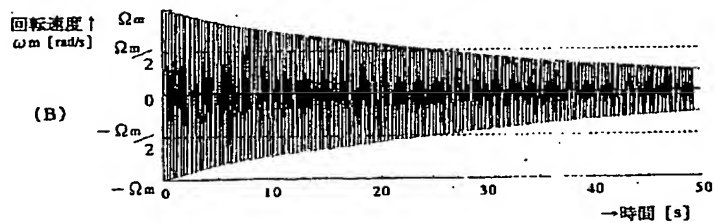
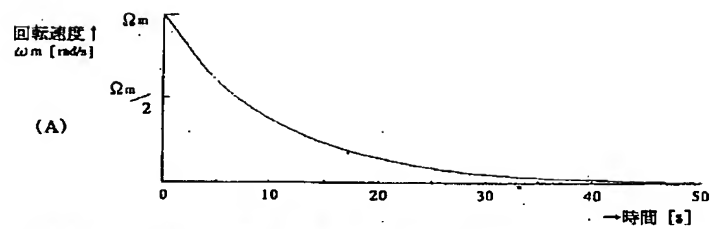
【図13】



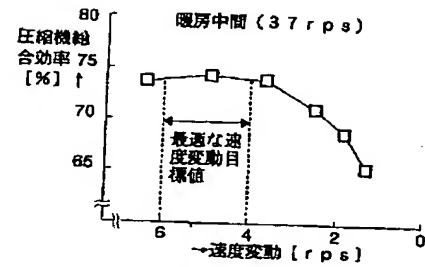
(a) 直流成分



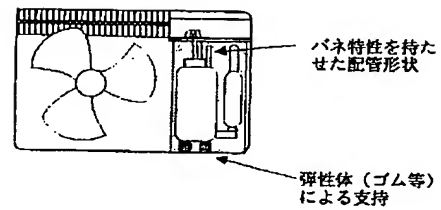
【図14】



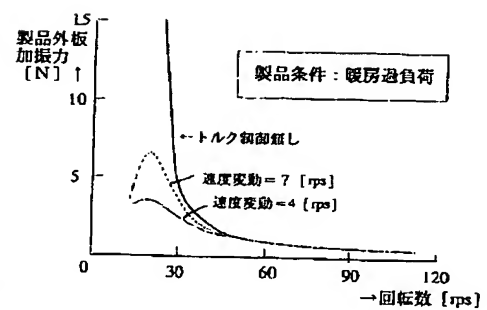
【図17】



【図18】

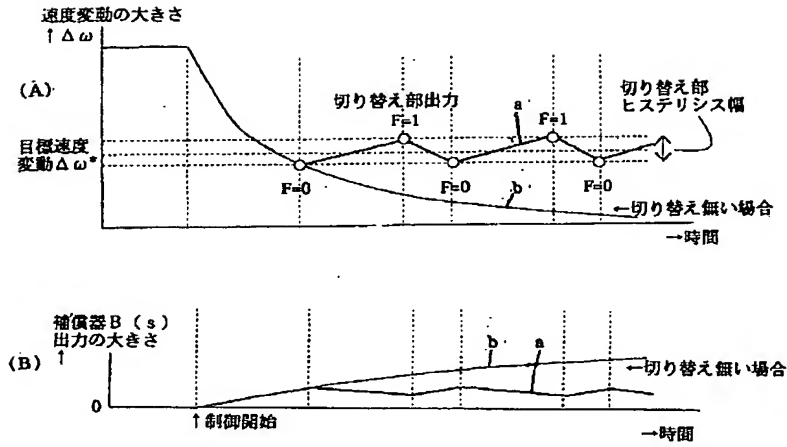


【図19】

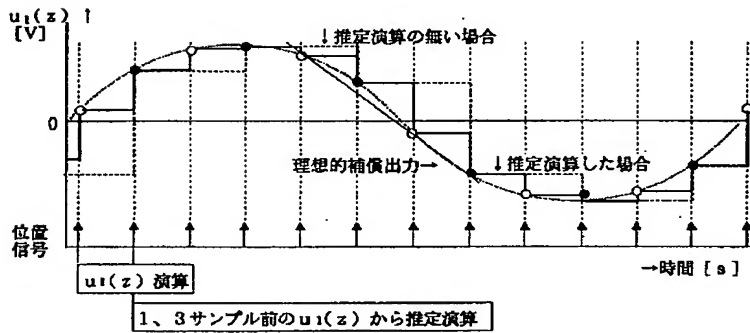




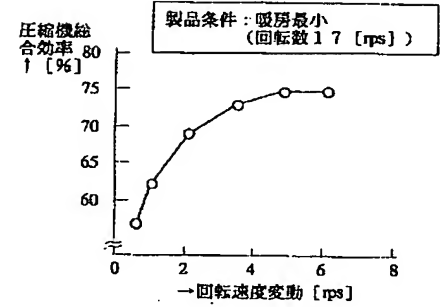
【図15】



【図16】



【図20】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**